

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re application of

Makoto SAWADA et al.

Serial No.: NEW APPLICATION

Group Art Unit:

Filed: August 25, 2003

Examiner:

For: SYSTEM FOR PREVENTING BELT SLIP OF BELT-TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

CLAIM FOR PRIORITY

Commissioner for Patents  
P.O. Box 1450  
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following country is hereby requested for the above-identified application and the priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed:

JAPAN 2002-245079 August 26, 2002

In support of this claim, a certified copy of said original foreign application is filed herewith. It is requested that the file of this application be marked to indicate that the requirements of 35 U.S.C. 119 have been fulfilled and that the Patent and Trademark Office kindly acknowledge receipt of this document.

Respectfully submitted,



Marc A. Rossi  
Registration No. 31,923

Date

Attorney Docket: KIOI:032

ROSSI & ASSOCIATES  
P.O. Box 826  
Ashburn, VA 20146-0826

FPO194

日本国特許庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 Date of Application: 2002年 8月26日

出願番号 Application Number: 特願 2002-245079

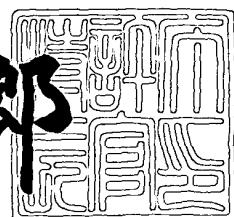
[ST. 10/C]: [JP 2002-245079]

出願人 Applicant(s): ジヤトコ株式会社

2003年 7月10日

特許長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特 2003-3056118



【書類名】 特許願  
【整理番号】 AP1249  
【提出日】 平成14年 8月26日  
【あて先】 特許庁長官 殿  
【国際特許分類】 F16H 61/12  
F16H 09/00  
【発明の名称】 ベルト式無段変速機のベルト滑り防止装置  
【請求項の数】 5  
【発明者】  
【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社  
【氏名】 澤田 真  
【特許出願人】  
【識別番号】 000231350  
【氏名又は名称】 ジヤトコ株式会社  
【代表者】 小島 久義  
【代理人】  
【識別番号】 100086450  
【弁理士】  
【氏名又は名称】 菊谷 公男  
【選任した代理人】  
【識別番号】 100077779  
【弁理士】  
【氏名又は名称】 牧 哲郎  
【選任した代理人】  
【識別番号】 100078260  
【弁理士】  
【氏名又は名称】 牧 レイ子

**【手数料の表示】****【予納台帳番号】** 017950**【納付金額】** 21,000円**【提出物件の目録】****【物件名】** 明細書 1**【物件名】** 図面 1**【物件名】** 要約書 1**【包括委任状番号】** 9807467**【包括委任状番号】** 9807465**【包括委任状番号】** 9807466**【プルーフの要否】** 要

【書類名】

明細書

【発明の名称】

ベルト式無段変速機のベルト滑り防止装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 エンジン側に連結されたプライマリプーリと出力軸に連結されたセカンダリプーリとからなるプーリ間にベルトを掛け渡して変速機構部を形成し、それぞれライン圧を元圧とするプライマリ圧およびセカンダリ圧をプライマリプーリおよびセカンダリプーリに作用させたベルト式無段変速機において、プライマリ圧を検出するプライマリ圧油圧センサと、  
プライマリ圧からプライマリプーリのトルク容量を算出するプライマリプーリトルク容量算出手段と、  
プーリの逆回転を検知するプーリの逆回転検知手段と、  
プーリの逆回転時には入力トルクとプライマリプーリのトルク容量とを比較し、  
入力トルクがプライマリプーリのトルク容量より大きいときは、プライマリプーリのトルク容量の不足分に対応して前記入力トルクを増大補正した制御入力トルクに基づいて前記ライン圧を設定するライン圧補正手段とを有することを特徴とするベルト式無段変速機のベルト滑り防止装置。

【請求項 2】 前記増大補正は、前記入力トルクに前記プライマリプーリのトルク容量の不足分を加算して前記制御入力トルクとするものであることを特徴とする請求項 1 記載のベルト式無段変速機のベルト滑り防止装置。

【請求項 3】 エンジンの出力を低減制御するトルクダウン制御手段を有し、該トルクダウン制御手段は、前記プライマリプーリのトルク容量を上限にエンジンの出力を制御することを特徴とする請求項 1 または 2 記載のベルト式無段変速機のベルト滑り防止装置。

【請求項 4】 前記ライン圧補正手段においてプライマリプーリのトルク容量と比較する入力トルクが、エンジン要求トルクであることを特徴とする請求項 1 から 3 のいずれか 1 に記載のベルト式無段変速機のベルト滑り防止装置。

【請求項 5】 エンジン側に連結されたプライマリプーリと出力軸に連結されたセカンダリプーリとからなるプーリ間にベルトを掛け渡して変速機構部を形成し、それぞれライン圧を元圧とするプライマリ圧およびセカンダリ圧をプライ

マリプーリおよびセカンダリプーリに作用させたベルト式無段変速機において、  
プーリの逆回転を検知するプーリの逆回転検知手段と、  
プライマリプーリのトルク容量を算出するプライマリトルク容量算出手段  
と、

プーリの逆回転時にはエンジンの出力を前記算出されたプライマリプーリのトル  
ク容量以下に低減制御するトルクダウン制御手段とを有することを特徴とするベ  
ルト式無段変速機のベルト滑り防止装置。

#### 【発明の詳細な説明】

##### 【0001】

##### 【発明の属する技術分野】

本発明は、ベルト式無段変速機のベルト滑り防止装置に関する。

##### 【0002】

##### 【従来の技術】

従来、車両用に適した無段変速機として例えばVベルトを用いたベルト式無段  
変速機（以下、ベルトCVT）がある。

これは、エンジン側に連結されたプライマリプーリと車軸側に連結されたセカ  
ンダリプーリからなるプーリの間にVベルトを掛け渡して変速機構を形成し、プ  
ライマリプーリおよびセカンダリプーリの溝幅を油圧により可変制御するもので  
ある。

そして、入力トルクと変速比に応じてプーリの推力を求め、この推力をセカン  
ダリプーリおよびプライマリプーリの受圧面積などの所定値に基づいて油圧に換  
算し、この油圧を目標ライン圧として変速機構に供給する。

##### 【0003】

プライマリプーリとセカンダリプーリにはそれぞれ第1、第2シリンドラ室が付  
設され、第1シリンドラ室へはライン圧を調圧したプライマリ圧が、また第2シリ  
ンドラ室へはライン圧を調圧したセカンダリ圧がそれぞれ供給される。そして走行  
中は、各シリンドラ室へ供給される油圧によりプライマリプーリおよびセカンダリ  
プーリの溝幅が変更され、Vベルトと各プーリとの接触半径比（プーリ比）に対  
応して変速比が連続的に変化する。

### 【0004】

また、エンジンのアイドル時にはライン圧を最低圧に保持する制御が行なわれる一方、ベルトCVTの許容入力トルクの限界値を超える過大なトルクが変速機構部へ入力されることがないように、エンジンの出力トルクを抑えるトルクダウン制御が行なわれる。このトルクダウン制御によるトルクダウン量は、通常、スロットル開度とエンジン回転数より求められ、エンジン回転数が高くなるにつれてトルクダウン量を小さく、またスロットル開度が大きいときにトルクダウン量が大きくなるように設定されている。

### 【0005】

#### 【発明が解決しようとする課題】

ところで、このようなベルトCVTにあっては、上り坂を前進のDレンジで走行中、アクセルペダルから足を離しブレーキをかけて一旦停止し、そのままDレンジで再発進するような場合に、足離しで車両が若干後退するとベルトCVTの出力軸に逆方向のトルクが加わって、プーリに逆回転が生じる。

プーリが逆回転すると、プーリ比、入力トルク、入力回転数あるいはセカンドリ圧が同一でも、プライマリ圧とセカンドリ圧の油圧バランスが崩れ、とくにプライマリ圧は半減してプライマリプーリのトルク容量が低下するため、ベルト滑りが発生するおそれがある。しかしながら、この油圧バランスの崩れに対処する制御は従来行なわれていない。

### 【0006】

また、足離しによるアイドル時にライン圧を最低圧に保持する制御を採用している場合には、上記プーリの逆回転が発生する状況の中で油圧は低く抑えられたままである。

なお、このようなプーリの逆回転は、下り坂においてRレンジで後退中、一旦停止した後Rレンジのまま再発進する際にも発生し、同様の問題を生じる。

すなわち、ここで問題となるプーリの逆回転とは、現在の選択されたレンジ位置において想定されるプーリの正常な回転方向（Dレンジであれば前進方向、Rレンジであれば後退方向）に対してプーリが逆回転する現象を指す。以下、「プーリの逆回転」はこの意味で用いられる。



### 【0007】

したがって本発明は、上記従来の問題点にかんがみ、プーリの逆回転が発生したときにもベルト滑りの発生が防止されるようにしたベルト式無段変速機のベルト滑り防止装置を提供することを目的とする。

### 【0008】

#### 【課題を解決するための手段】

このため本発明は、ライン圧を元圧とするプライマリ圧をプライマリプーリに作用させ、ライン圧を元圧とするセカンダリ圧をセカンダリプーリに作用させたベルト式無段変速機において、プライマリ圧を検出するプライマリ圧油圧センサと、プライマリ圧からプライマリプーリのトルク容量を算出するプライマリプーリトルク容量算出手段と、プーリの逆回転を検知するプーリの逆回転検知手段と、プーリの逆回転時には入力トルクとプライマリプーリのトルク容量とを比較し、入力トルクがプライマリプーリのトルク容量より大きいときは、プライマリプーリのトルク容量の不足分に対応して入力トルクを増大補正してこれに基づいてライン圧を設定するライン圧補正手段とを有するものとした。

### 【0009】

#### 【発明の実施の形態】

次に本発明の実施の形態を実施例により説明する。

図1は、本発明をベルトCVTに適用した第1の実施例の概略構成を示し、図2は油圧コントロールユニットおよびCVTコントロールユニットの概略構成を示す。

図1において、ロックアップクラッチを備えたトルクコンバータ3、および前後進切り替え機構4を備えた変速機構部5より構成されるベルトCVT2がエンジン1に連結される。変速機構部5は一対のプーリとして入力軸側のプライマリ10、出力軸13に連結されたセカンダリプーリ11を備え、これら一対のプーリはVベルト12によって連結されている。なお、出力軸13はアイドライギア14を介してディファレンシャル6に連結される。

### 【0010】

変速機構部5の変速比やVベルト12の接触摩擦力は、CVTコントロールユ

ニット20からの指令に応じて作動する油圧コントロールユニット60によって制御される。またCVTコントロールユニット20はエンジン1を制御するエンジンコントロールユニット(ECU)22に接続され、互いに情報交換を行っている。

### 【0011】

CVTコントロールユニット20はエンジンコントロールユニット22からの入力トルク情報、スロットル開度センサ24からのスロットル開度(TVO)などから変速比や接触摩擦力を決定する。入力トルク情報にはエンジン要求トルクと、実際にエンジンが発生しているトルクを推定したエンジン実トルクとが含まれる。

またエンジンコントロールユニット22には、エンジン1の回転数を検出するエンジン回転数センサ15が接続され、CVTコントロールユニット20にはトルクコンバータ3の出力軸の回転数を検出するプライマリ速度センサ16が接続されている。

### 【0012】

変速機構部5のプライマリブーリ10は、入力軸と一体となって回転する固定円錐板10bと、固定円錐板10bとの対向位置に配置されてV字状のブーリ溝を形成するとともに、プライマリブーリシリング室10cへ作用する油圧（以下、プライマリ圧）に応じて軸方向へ変位可能な可動円錐板10aから構成されている。

セカンダリブーリ11は、出力軸13と一体となって回転する固定円錐板11bと、固定円錐板11bとの対向位置に配置されてV字状のブーリ溝を形成するとともに、セカンダリブーリシリング室11cへ作用する油圧（以下、セカンダリ圧）に応じて軸方向に変位可能な可動円錐板11aから構成される。

### 【0013】

エンジン1から入力された入力トルクは、トルクコンバータ3を介して変速機構部5に入力され、プライマリブーリ10からVベルト12を介してセカンダリブーリ11へ伝達される。プライマリブーリ10の可動円錐板10aおよびセカンダリブーリ11の可動円錐板11aを軸方向へ変位させて、Vベルト12と各

プーリ10、11との接触半径を変化させることにより、プライマリプーリ10とセカンダリプーリ11との変速比を連続的に変化させることができる。

#### 【0014】

図2に示すように、油圧コントロールユニット60は、ライン圧を制御する調圧弁35とプライマリシリンド室10cへのプライマリ圧( $P_{pri}$ )を制御する変速制御弁30と、セカンダリシリンド室11cへのセカンダリ圧( $P_{sec}$ )を制御する減圧弁37を主体に構成される。

変速制御弁30はメカニカルフィードバック機構を構成するサーボリンク50に連結され、サーボリンク50の一端に連結されたステップモータ40によって駆動されるとともに、サーボリンク50の他端に連結したプライマリプーリ10の可動円錐板10aから溝幅、すなわち実変速比のフィードバックを受ける。

#### 【0015】

ライン圧制御系は、油圧ポンプ38からの圧油を調圧するソレノイド34を備えた調圧弁35で構成され、CVTコントロールユニット20からの指令(例えば、デューティ信号など)によって運転状態に応じて所定のライン圧に調圧する。ライン圧は、プライマリ圧を制御する変速制御弁30と、セカンダリ圧を制御するソレノイド36を備えた減圧弁37にそれぞれ供給される。

#### 【0016】

プライマリプーリ10とセカンダリプーリ11の変速比は、CVTコントロールユニット20からの変速指令信号に応じて駆動されるステップモータ40によって制御され、ステップモータ40に応動するサーボリンク50の変位に応じて変速制御弁30のスプール31が駆動され、変速制御弁30に供給されたライン圧を調圧したプライマリ圧をプライマリプーリ10へ供給し、溝幅が可変制御されて所定の変速比に設定される。

なお、変速制御弁30は、スプール31の変位によってプライマリシリンド室10cへの油圧の給排を行って、ステップモータ40の駆動位置で指令された目標変速比となるようにプライマリ圧を調整し、実際に変速が終了するとサーボリンク50からの変位を受けてスプール31を閉弁する。

#### 【0017】

ここで、CVTコントロールユニット20は、図1において変速機構部5のプライマリプーリ10の回転数を検出するプライマリプーリ速度センサ26、セカンダリプーリ11の回転速度（または車速）を検出するセカンダリプーリ速度センサ27、プライマリプーリのプライマリプーリシリング室10cに作用するプライマリ圧を検出するプライマリ圧油圧センサ32、セカンダリプーリのセカンダリプーリシリング室11cに作用するセカンダリ圧を検出するセカンダリ圧油圧センサ33からの信号と、図示しないシフトレバー位置P、R、N、D等を検出するインヒビタースイッチ23からのレンジ信号と、運転者が操作することによって開閉するスロットルの開度を検出するスロットル開度センサ24からのスロットル開度（TVO）と、温度センサ25によって検出される変速機構部5の油温とを読み込んで変速比やVベルト12の接触摩擦力を可変制御する。

#### 【0018】

CVTコントロールユニット20は、車速やスロットル開度、レンジ信号、プライマリプーリ回転数に応じて目標変速比を決定し、ステップモータ40を駆動して実変速比を目標変速比へ向けて制御する変速制御部62と、エンジンコントロールユニット22からの入力トルクや変速比、油温などに応じてプライマリプーリ10とセカンダリプーリ11の推力（接触摩擦力）を算出し、算出された推力を油圧に換算するプーリ圧制御部64から構成される。

#### 【0019】

プーリ圧制御部64は、入力トルク情報、プライマリプーリ回転速度とセカンダリプーリ回転速度とにに基づく変速比、油温からライン圧の目標値を決定し、調圧弁35のソレノイド34を駆動することでライン圧の制御を行い、またセカンダリ圧の目標値を決定してセカンダリ圧油圧センサ33の検出値と目標値に応じて減圧弁37のソレノイド36を駆動してフィードバック制御によりセカンダリ圧を制御する。入力トルク情報としてのエンジン実トルクやエンジン要求トルクは制御目的により適宜選択される。

#### 【0020】

プーリ圧制御部64は、さらにプライマリ圧油圧センサ32からのプライマリ圧に基づいて、プライマリプーリのトルク容量（Primary Torque Capacity）を算出

し、トルクダウン制御のためのトルクリミット値をエンジンコントロールユニット22へ指示する。また、車両停止に続くブーリの逆回転の有無を検知して、ブーリの逆回転を検知したときは、PLpriトルク容量が入力トルクよりも小さい場合には不足分トルクを加算してライン圧を設定する。

なお、エンジンコントロールユニット22は所定の運転状態において、CVTコントロールユニット20から受けるトルクリミット値の範囲内でエンジンのトルクダウン制御を行なう。

### 【0021】

図3はブーリ圧制御部64におけるブーリ逆回転にかかる制御の流れを示すフローチャートである。

まずステップ100では、ブーリの逆回転が発生しているかどうかをチェックする。ブーリの逆回転が発生しているときは、ステップ110に進み、発生していないなければこのフローを終了する。

ステップ110において、プライマリ圧油圧センサ32によるプライマリ圧PLpriからPLpriトルク容量を算出する。

そしてステップ120では上記算出されたPLpriトルク容量をトルクリミット値としてエンジンコントロールユニット22へ送出する。エンジンコントロールユニット22はこのトルクリミット値を上限としてエンジンの出力（エンジン実トルク）を制御するので、エンジン実トルクがこのトルクリミット値よりも大きいときにはトルクダウンが行なわれることとなる。なお、このトルクリミット値は算出されたPLpriトルク容量以下であればよいが、トルクリミット値の上限を小さな値に設定するほど動力性能が低下するので、上限をPLpriトルク容量に設定することが好ましい。

### 【0022】

つぎに、ステップ130においては、入力トルクとPLpriトルク容量とを比較する。ここで入力トルクとしては、アクセルストロークセンサ16からのアクセルストローク量とエンジン回転速度とから算出されるエンジンが要求されているトルクであるエンジン要求トルクを用いており、CVTコントロールユニット20から送出されたトルクリミット値を反映していない値である。入力トルク

がPLpriトルク容量より大きいときはステップ140へ進み、入力トルクがPLpriトルク容量以下のときは終了する。

ステップ140では、入力トルクに対するPLpriトルク容量の不足分（入力トルク-PLpriトルク容量）を算出する。そして、ステップ150において、入力トルクに上記PLpriトルク容量の不足分を補正量として加算し、制御入力トルクとする。なお、補正量には必要に応じてゲインやオフセットを設けることができる。

また、エンジンアイドル時にライン圧を最低圧に保持する制御を行っている場合は、ここで当該最低圧保持制御をキャンセルする。

このあと、ステップ160で、上記制御入力トルクに基づいてライン圧を設定する。

#### 【0023】

次に、図4は、上記ステップ120におけるブーリの逆回転、すなわち逆方向トルク入力の検知の流れの詳細を示す。図5は、傾斜路（上り坂）に停車している車両の状態およびプライマリ圧とセカンダリ圧の変化を示す図である。

ステップ121において、CVTコントロールユニット20は、スロットル開度センサ24からの信号が0/8（スロットル開度全閉）であるかどうかを判断する。スロットル開度が0/8である場合はステップ122に進む。

ステップ122では、ブレーキが踏まれブレーキスイッチ（B R K S W）42からの信号がONであるかどうかを判断する。このときの車両状態は、図5に示すように車速0 km/hとなる。またブレーキON時にセカンダリ圧油圧センサ33によって検出されるセカンダリ圧、およびプライマリ圧油圧センサ32によって検出されるプライマリ圧をそれぞれPsec0およびPpri0とする。

#### 【0024】

ステップ123において、ブレーキが解除されブレーキスイッチ42からの信号がOFFであるかどうかの判断をする。ブレーキ解除を検知した時刻を時刻t1とする。ブレーキが解除されると図5に示すように車両は徐々に後退をはじめ、車速が負の向きに増加していく。

#### 【0025】

ステップ124において、ブレーキが解除された時刻  $t_1$  から、イナーシャトルク補正による誤検知防止時間幅を経過したかどうかを判断する。

ここでCVTコントロールユニット20は、車速が所定速度以上でありかつブレーキがONの時に、イナーシャトルクによるVベルトのすべり防止のためにプライマリ圧およびセカンダリ圧の油圧を上げるイナーシャトルク補正を行っている。よってブレーキONからOFF時の時刻  $t_1$  において、イナーシャトルク補正が解除されてプライマリ圧およびセカンダリ圧の油圧低下が発生する。この油圧低下を検知しないように、誤検知防止時間幅経過後の時刻  $t_2$  からベルトCVTへの逆方向トルク入力の検知を開始する。図5では、車速が所定速度未満なのでイナーシャトルク補正がされておらず、時刻  $t_1$  においてセカンダリ圧およびプライマリ圧の油圧低下は発生していない。

### 【0026】

ステップ124で誤検知防止時間幅を経過したと判断すると、ステップ125で、CVTコントロールユニット20は逆方向トルク入力検知処理を開始する。この逆方向トルク入力検知処理は、プライマリ圧（ $P_{pri}$ ）およびセカンダリ圧（ $P_{sec}$ ）が以下の式を満たしているかどうかを判断することによって行う。

$$P_{sec} > P_{sec0} - \Delta P_{sec} \quad (1)$$

$$P_{pri} \leq P_{pri0} - \Delta P_{pri} \quad (2)$$

ここで、 $\Delta P_{pri}$ は例えば0.1MPaとする。

ベルトCVTへの逆方向トルク入力があると、プライマリ圧およびセカンダリ圧の油圧バランスが崩れ、式(1)、(2)の関係を満たすようになる。よって、プライマリ圧およびセカンダリ圧が式(1)、(2)を満たしているかどうかを判断することによって、ベルトCVTへの逆方向トルク入力の有無を判別することができる。

### 【0027】

ステップ125で式(1)、(2)の圧力関係が満たされたと判断されると、ステップ126に進み、プライマリ圧およびセカンダリ圧が式(1)、(2)の圧力関係となった時刻  $t_X$  においてCVTへの逆方向トルク入力を検知した、す

なわちプーリの逆回転が発生したと判断する。

### 【0028】

一方ステップ125においてプライマリ圧およびセカンダリ圧が式(1)、(2)の圧力関係を満たしていないと判断されると、ステップ127へ進む。ステップ127では、逆方向トルク入力検知処理が開始された時刻 $t_2$ から、検出処理の停止となる所定時間を経過したかどうかを判断する。所定時間を経過していないときはステップ125へ戻り、逆方向トルク入力検知処理を行う。ステップ127において所定時間を経過したと判断されたときは、プーリの逆回転は発生しなかったものとしてフローを終了する。

本実施例において、ステップ100が発明におけるプーリの逆回転検知手段を構成し、ステップ110がプライマリプーリトルク容量算出手段を、そしてステップ130から160がライン圧補正手段を構成している。また、エンジンコントロールユニット22は、トルクダウン制御手段を構成している。

### 【0029】

ところで、例えばプライマリ圧からトルク容量を算出し、全般的にトルク容量不足の場合に、入力トルクを補正して見かけ上大きな入力を設定しプライマリ圧、セカンダリ圧の元圧となるライン圧を高める推定トルク補正制御を単純に適用するような場合、見かけ上トルク容量不足であって実際にはトルク容量が足りているような状態、例えばプーリがメカニカルストッパーに当たっているときなどでも、油圧が高圧となり、燃費が悪化したり、アクセル高開度での発進時などに動力性能を低下させることになってしまう。

### 【0030】

一方、本実施例は上記のように構成され、ライン圧を元圧とするプライマリ圧をプライマリプーリに作用させ、ライン圧を元圧とするセカンダリ圧をセカンダリプーリに作用させたベルトCVTにおいて、プライマリ圧からプライマリプーリトルク容量を算出するとともに、プーリの逆回転を検知し、プーリの逆回転時には入力トルクとプライマリプーリトルク容量とを比較し、入力トルクの方が大きいときは、プライマリプーリトルク容量の不足分に対応して入力トルクを増大補正してこれに基づいてライン圧を設定するものとしたので、プーリの逆回転時

にバランスが崩れたプライマリ圧を上昇させることができ、プライマリプーリとVベルトの滑りが防止される。

ライン圧増大をプーリの逆回転時を検出したときに行なっているので、不必要に高油圧となり動力性能を低下させるようなこともない。

### 【0031】

とくに、入力トルクの増大補正として、入力トルクにプライマリプーリトルク容量の不足分を加算するようにしたので、プライマリプーリのトルク容量を適正なものとすることができます。

### 【0032】

さらに、エンジンコントロールユニット22では油圧に比べて応答性のよいトルクダウン制御をあわせて行なうことで、プーリの逆回転を検出したら早期にプライマリプーリのトルク容量以下のエンジントルクに制御することができ、確実にVベルトの滑りの発生を防止することができる。さらに、上記したように随時算出されるプライマリプーリのトルク容量を上限にエンジンの出力を制御するので、その後のVベルトの滑りを防止できるとともに、徐々にエンジン要求トルクよりもエンジンのトルクリミット値の方が大きくなって、実際にはエンジンのトルクダウンは行なわれないこととなるため、さらに動力性能の悪化を防止できる。

また、プライマリプーリトルク容量と比較する入力トルクは、エンジン要求トルクとしているので、とくにトルクダウン制御を行う場合にもエンジン実トルクが低下していく影響を受けず、確実にプライマリ圧を上昇させることができる。

### 【0033】

つぎに第2の実施例について説明する。図6は第2の実施例における制御を示し、第1の実施例における図3に対応するフローチャートである。

ステップ200からステップ220は図3のフローチャートにおけるステップ100からステップ120と同じである。すなわち、ステップ130以下のPL<sub>pri</sub>トルク容量に基づくライン圧の設定制御を省略している。

まずステップ200において、プーリの逆回転が発生しているかどうかをチェックする。プーリの逆回転が発生しているときは、ステップ210において、プ

ライマリ圧油圧センサ32によるプライマリ圧P<sub>pri</sub>からPL<sub>pri</sub>トルク容量を算出する。

そしてステップ220で、上記算出されたPL<sub>pri</sub>トルク容量をトルクリミット値としてエンジンコントロールユニット22へ送出する。エンジンコントロールユニット22はこのトルクリミット値を上限としてエンジンの出力（エンジン実トルク）を制御する。

その他の構成は、第1の実施例と同じである。

#### 【0034】

本実施例によれば、エンジンコントロールユニット22では、油圧に比べて応答性のよいトルクダウン制御を行なうので、プーリの逆回転を検出すると早期にプライマリプーリのトルク容量以下のエンジントルクとなり、確実にVベルトの滑りを防止することができる。

#### 【0035】

なお、プーリの逆回転について、上記実施例ではその検知処理の一例を図4のフローチャートに示したが、これに限定されることなく、他の適宜の検知処理によって行なうことができるのももちろんである。

#### 【0036】

##### 【発明の効果】

以上のとおり、本発明は、ライン圧を元圧とするプライマリ圧をプライマリプーリに作用させ、ライン圧を元圧とするセカンダリ圧をセカンダリプーリに作用させたベルト式無段変速機において、プーリの逆回転検知手段を有し、プーリの逆回転時にはプライマリ圧から求めたプライマリプーリのトルク容量と入力トルクとを比較し、入力トルクがプライマリプーリのトルク容量より大きいときは、プライマリプーリのトルク容量の不足分に対応して入力トルクを増大補正し、これに基づいてライン圧を設定するものとしたので、傾斜路等での発進の際のベルト滑りが防止される。

##### 【図面の簡単な説明】

##### 【図1】

本発明を適用したVベルト式無段変速機の概略構成を示す図である。

**【図2】**

油圧コントロールユニットおよびC V Tコントロールユニットの概略構成を示す図である。

**【図3】**

ブーリ逆回転にかかる制御の流れを示すフローチャートである。

**【図4】**

ブーリ逆回転検知処理の流れを示す図である。

**【図5】**

傾斜路における車両状態を示す図である。

**【図6】**

第2の実施例を示すフローチャートである。

**【符号の説明】**

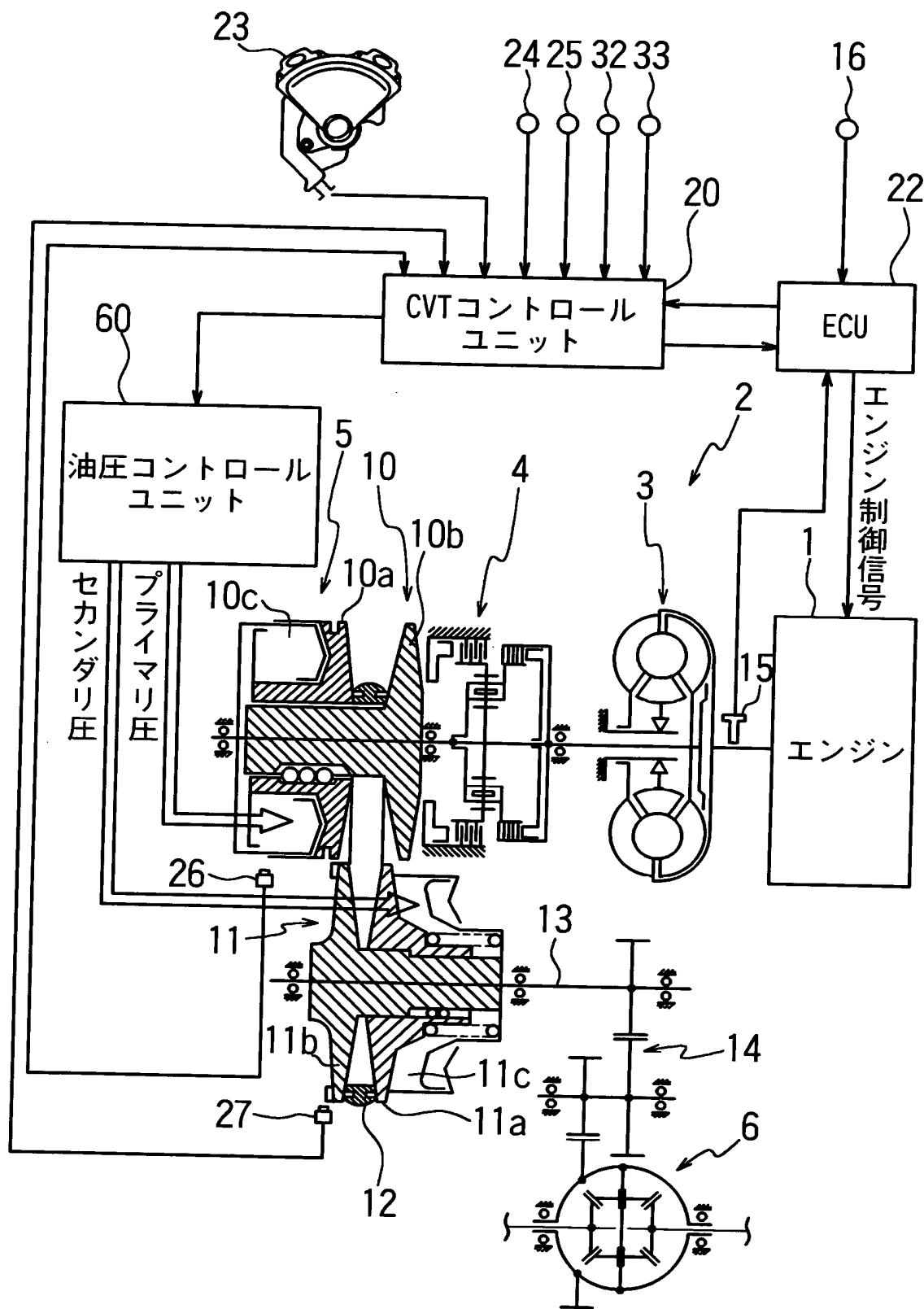
- 1 エンジン
- 2 ベルト C V T (ベルト式無段変速機)
- 3 トルクコンバータ
- 4 前後進切り替え機構
- 5 変速機構部
- 6 ディファレンシャル
- 10 プライマリブーリ
- 10 a 可動円錐板
- 10 b 固定円錐板
- 10 c プライマリブーリシリンドラ室
- 11 セカンダリブーリ
- 11 a 可動円錐板
- 11 b 固定円錐板
- 11 c セカンダリブーリシリンドラ室
- 12 Vベルト
- 13 出力軸
- 14 アイドラギア

- 15 エンジン回転数センサ
- 16 アクセルストロークセンサ
- 20 C V T コントロールユニット
- 22 エンジンコントロールユニット
- 23 インヒビタースイッチ
- 24 スロットル開度センサ
- 25 温度センサ
- 26 プライマリブーリ速度センサ
- 27 セカンダリブーリ速度センサ
- 30 变速制御弁
- 32 プライマリ圧油圧センサ
- 33 セカンダリ圧油圧センサ
- 34 ソレノイド
- 35 調圧弁
- 36 ソレノイド
- 37 減圧弁
- 38 油圧ポンプ
- 42 ブレーキスイッチ
- 60 油圧コントロールユニット
- 62 变速制御部
- 64 ブーリ圧制御部

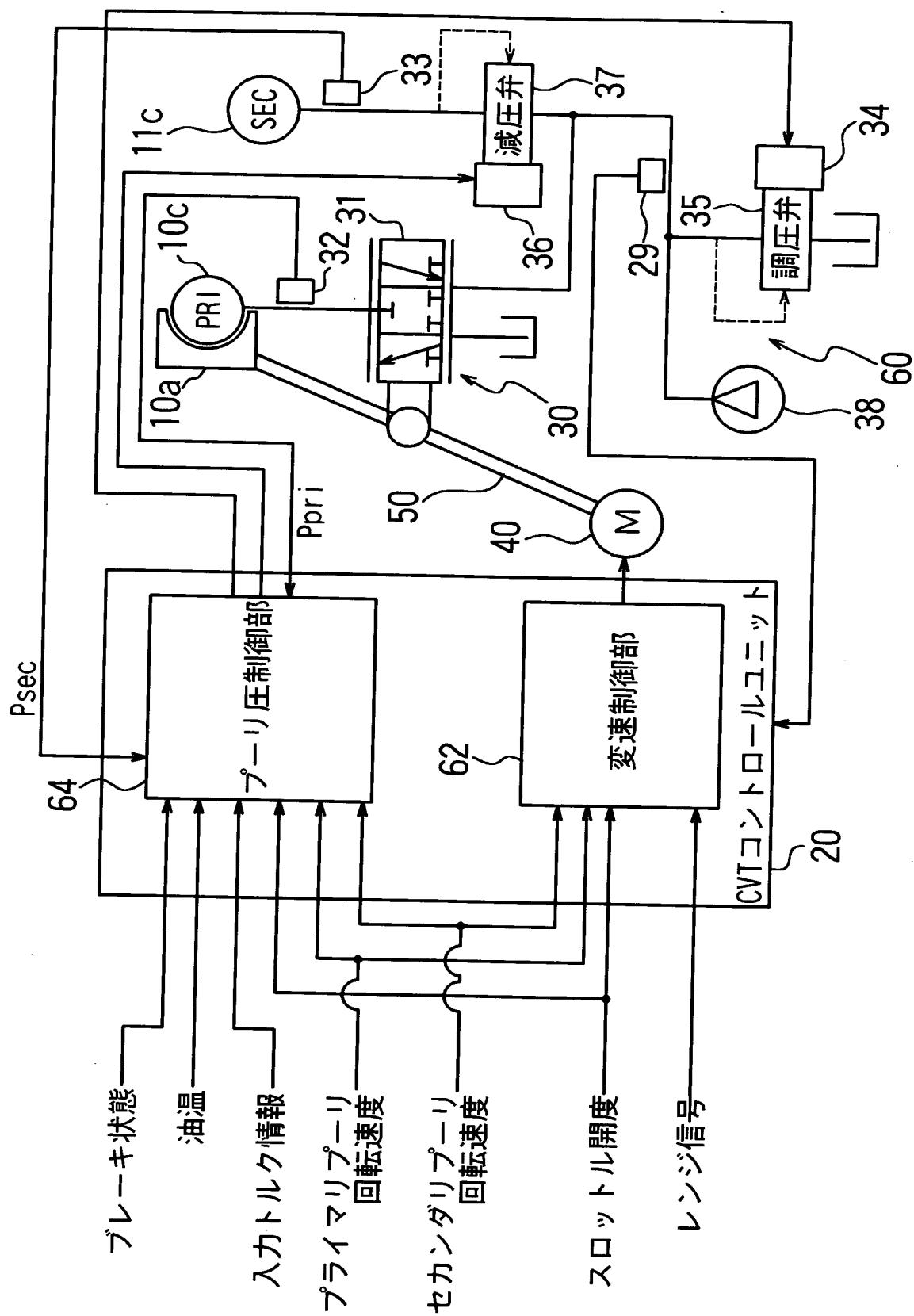
【書類名】

図面

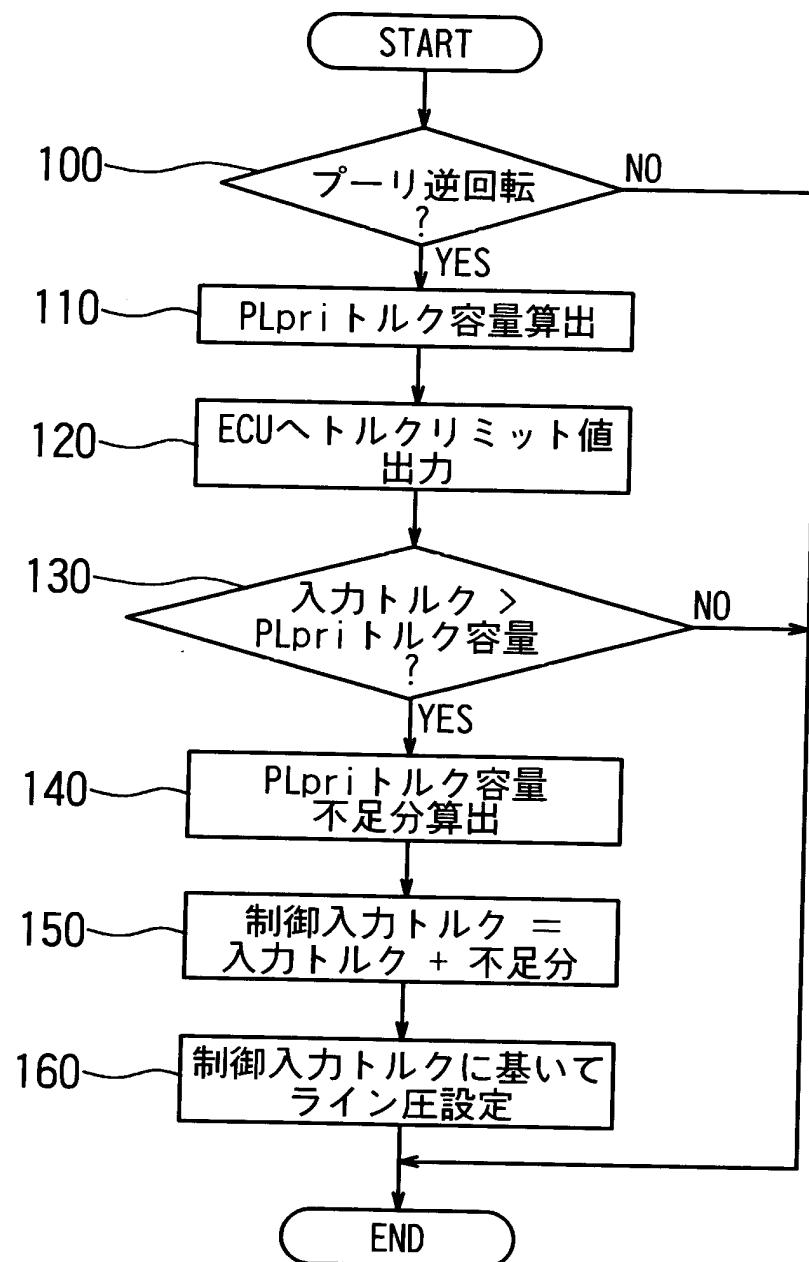
【図 1】



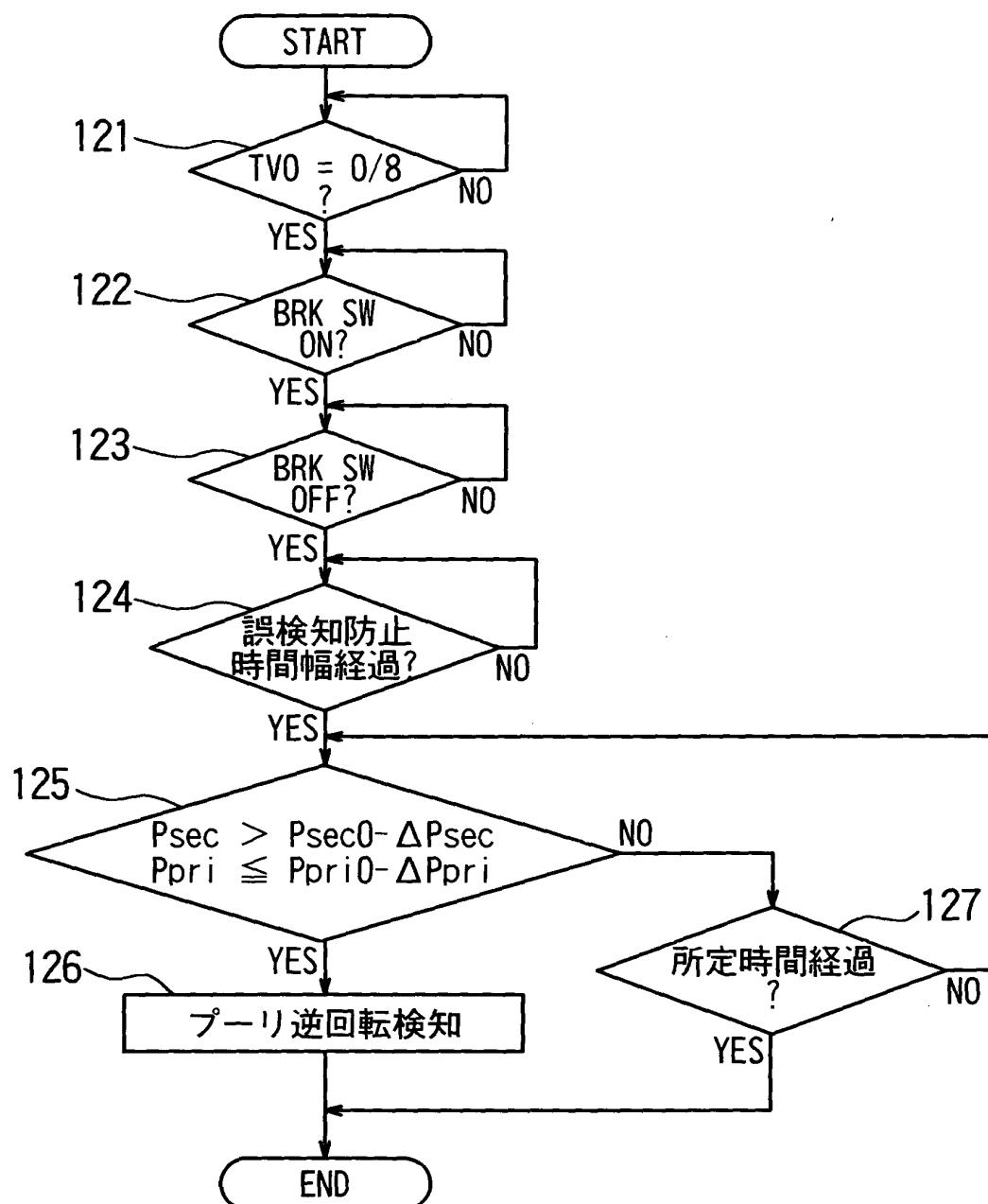
【図2】



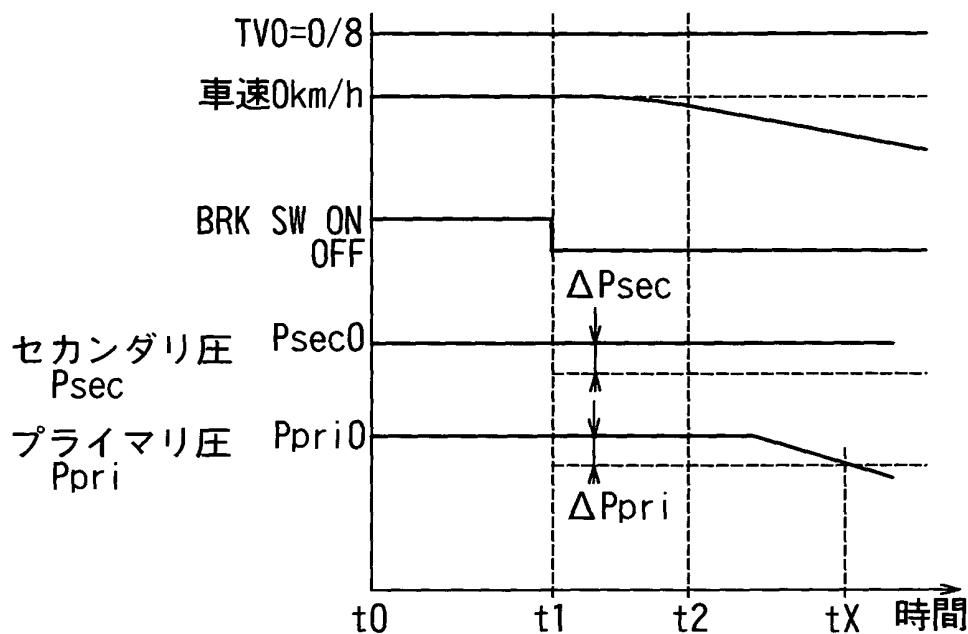
【図3】



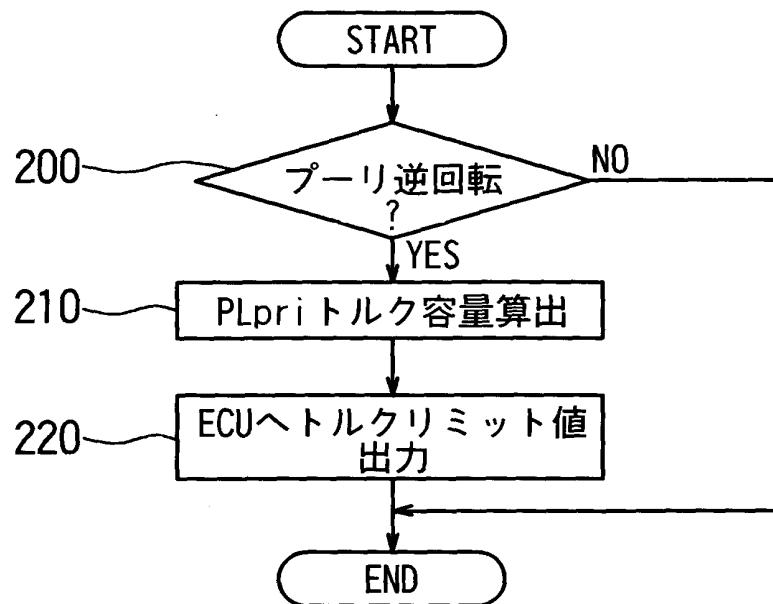
【図4】



【図5】



【図6】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 ベルト式無段変速機においてブーリの逆回転が発生したときにプライマリブーリに適正なトルク容量を確保して、ベルト滑りの発生を防止する。

【解決手段】 ステップ100でブーリの逆回転が発生しているかをチェックする。逆回転時にはステップ110でプライマリ圧 $P_{pri}$ から $P_{Lpri}$ トルク容量を算出し、ステップ120でこれをエンジンコントロールユニットのトルクダウン制御のトルクリミット値とする。さらに、ステップ130で入力トルクと $P_{Lpri}$ トルク容量とを比較し、入力トルクの方が大きいときはステップ140で入力トルクに対する $P_{Lpri}$ トルク容量の不足分を算出する。そして、ステップ150において、入力トルクに上記不足分を補正量として加算し、ステップ160においてこの加算結果に基づいてライン圧を設定する。

【選択図】 図3

【書類名】 手続補正書

【整理番号】 AP1249

【提出日】 平成15年 4月30日

【あて先】 特許庁長官殿

【事件の表示】

【出願番号】 特願2002-245079

【補正をする者】

【識別番号】 000231350

【氏名又は名称】 ジヤトコ株式会社

【代表者】 小島 久義

【代理人】

【識別番号】 100086450

【弁理士】

【氏名又は名称】 菊谷 公男

## 【手続補正 1】

【補正対象書類名】 特許願

【補正対象項目名】 発明者

【補正方法】 変更

## 【補正の内容】

## 【発明者】

【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

【氏名】 澤田 真

## 【発明者】

【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

【氏名】 土井原 克己

【その他】 発明者追加の理由は下記の通りです。

本願発明の眞の発明者は澤田 真、土井原 克己の2名であります。ただし、土井原 克己については出願時の願書の発明者の欄から脱落しておりましたので追加します。尚、宣誓書につきましては、3月19日付提出の手続補足書に添付のものを援用します。

【プルーフの要否】 要

**認定・付加情報**

特許出願の番号 特願 2002-245079  
受付番号 50300724199  
書類名 手続補正書  
担当官 鈴木 紳 9764  
作成日 平成15年 5月 7日

## &lt;認定情報・付加情報&gt;

**【補正をする者】**

【識別番号】 000231350  
【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1  
【氏名又は名称】 ジヤトコ株式会社

【代理人】 申請人  
【識別番号】 100086450  
【住所又は居所】 東京都千代田区紀尾井町3番6号 秀和紀尾井町  
パークビル4階 紀尾井坂法律特許事務所  
【氏名又は名称】 菊谷 公男

次頁無

特願 2002-245079

出願人履歴情報

識別番号	[000231350]
1. 変更年月日 [変更理由]	1999年10月18日 名称変更 住所変更
住 所 氏 名	静岡県富士市吉原宝町1番1号 ジャトコ・トランステクノロジー株式会社
2. 変更年月日 [変更理由]	2002年 4月 1日 名称変更 住所変更
住 所 氏 名	静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社